

⑬ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND

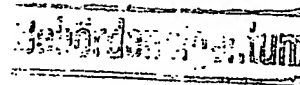


DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Off nl gungsschrift**
⑪ **DE 3820379 A1**

⑤ Int. Cl. 4:
F 16 L 23/02
F 16 L 41/08

⑳ Aktenzeichen: P 38 20 379.0
㉑ Anmeldetag: 15. 8. 88
㉒ Offenlegungstag: 5. 1. 89



DE 3820379 A1

③① Innere Priorität: ③② ③③ ③①
20.06.87 DE 37 20 479.3

⑦① Anmelder:
Rhydcon Groten GmbH + Co KG, 4422 Ahaus, DE

⑦④ Vertreter:
Habbel, H., Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 4400 Münster

⑦② Erfinder:
Groten, Karl J., 4422 Ahaus, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Verbindung für Hydraulik-Leitungen

Die bekannten Verbindungen, insbesondere für Hochdruck-Hydraulik-Leitungen, bestehen aus Halbfanschen, die in Verbindung mit Flanschstutzen eingesetzt werden. Die Berührungsfläche zwischen Bundstufe und Bundkante ist dabei eben und senkrecht oder gewölbt zur Rohrmittelachse ausgebildet.

Um bereits während der Montage eine sichere Positionierung des Flansches auf dem Flanschstutzen zu erreichen, wird die Bundstufe und die Bundkante von Flansch und Flanschstutzen mit einer bestimmten Formgestaltung ausgestattet, die beim Anziehen durch die Schrauben den Flansch oder die Flanschkanten zur Mittelachse einzieht und damit einen absolut sicheren Halt und verbesserte Trageligenschaften gewährleistet.

DE 3820379 A1

Patentansprüche

1. Verbindung für Hydraulik-Leitungen mit einem an der Rohrleitung angeordneten Flanschstutzen (1), mit einem Bund (7) und mit dem Flanschstutzen (1) zusammenwirkenden, diesen unter Zwischenschaltung einer Dichtung mittels Schrauben (3) und/oder Muttern an einem anderen Bauteil, z. B. einem anderen Flanschstutzen festlegenden Splitflanschen (2), mit je einem den Bund (7) übergreifenden Kragen (8), dessen Innenwandung dicht an der Außenwandung des Bundes (7) anliegt, wobei an den Splitflanschen (2) je eine profilierte Kragstufe (4) und an dem Flanschstutzen (1) eine umlaufende profilierte Bundkante (5) vorgesehen sind, dadurch gekennzeichnet, daß die Profilierung als geradflächige Hinterschneidung ausgebildet ist, die die Flansche (2) auf dem Flanschstutzen (1) zur Mittelachse (X-X) hin zentriert und der Innendurchmesser (d) der Flansche (2) größer als der Außendurchmesser (D) des Flanschstutzens (1) ist, d. h. zwischen jedem Flansch (2) und Flanschstutzen (1) ein Spiel besteht.

2. Verbindung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Hinterschneidung einen Winkel α von etwa 10° aufweist.

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Verbindung für Hydraulik-Leitungen gemäß dem Oberbegriff des Hauptanspruches.

Solche Verbindungen sind beispielsweise aus der DE-PS 32 42 183 bekannt.

Bei allen bekannten Verbindungen für Hydraulik-Leitungen werden u. a. Splitflansche in Verbindung mit an den Leitungsenden oder entsprechenden Anschlußstellen vorgesehenen Flanschstutzen verwendet, die mit stirnseitigen O-Ring-Abdichtungen über Schrauben und Muttern dichtend eingesetzt werden. Die Verwendung der bekannten Verbindungselemente weist im Hydraulik-Rohrbereich verschiedene Nachteile auf.

Die in den Normen festgelegten Maße sind mit großen Plus-Minus-Toleranzen versehen, die bei der Montage eine genaue Positionierung zur Achse nicht gewährleisten. Versetzte, nicht symmetrisch zugeordnete Verbindungen verursachen aber Behinderungen im Strömungsverhalten des Druckmediums, so daß dies zu einer Herabsetzung des hydraulischen und energetischen Wirkungsgrades führt.

Die gering dimensionierten Bunde des Flanschstutzens sind meist nicht genau mit den Kragstufen der Flansche symmetrisch gekoppelt, wodurch unausgewogene Kräfteverteilungen entstehen, die insbesondere bei hohen, kurzzeitigen, dynamischen Kräften die Druckflächen auf das äußerste belasten. Darüberhinaus wird auch der O-Ring als Dichtungselement in der Peripherie unterschiedlich belastet, so daß es zur Spaltextrusion oder zum Platzen des O-Ringes und damit zu Leckagen kommen kann.

Schließlich besteht durch Vibration die Gefahr, daß Flansche, insbesondere geteilte Flansche, sogenannte Splitflansche, ihre Positionen so verändern, daß sie zum einen nur noch ungenügend auf der Bundkante aufliegen und zu gefährlich hoher Flächenpressung führen, zum anderen abkippen und auf die Anschraubfläche beispielsweise eines Pumpengehäuses aufsetzen, ihre Klemmkraft verlieren und so Leckagen möglich machen

oder schließlich bei einer Kupplung allein aus Splitflanschen ganz abrutschen. Hierdurch werden aufwendig Reparaturen und Stillstandskosten bedingt und das ausfließende Hydrauliköl kann zu erheblichen Umweltbelastungen im Erdreich führen.

Aus der gattungsbildenden GB-PS 12 05 926 ist eine Splitflansch-Verbindung bekannt, bei welcher die an dem Splitflansch vorgesehene Kragstufe profiliert und der an dem Flanschstutzen vorgesehene umlaufende Bund ebenfalls profiliert ausgebildet sind. Die Profilierung ist dabei wellenförmig oder sinusförmig gestaltet, wobei der Sinn dieser Profilierung in dieser Literaturstelle nicht näher erläutert wird. Da aber die Innenfläche des Flansches über einen großen Längenbereich dicht an der Außenfläche des Flanschstutzens anliegt, ist eine Präzisionsbearbeitung erforderlich, die für derartige Bauelemente zu kostenaufwendig ist. Diese bekannte Art der Profilierung wirkt weiterhin wie ein Gelenk und bewirkt dadurch, daß Flansch und Schrauben einem starken Biegemoment ausgesetzt sind. Durch Verkannten und Einarbeiten des Schraubenkopfes kann die Schraubenvorspannung nachlassen und die Dichtelemente — im besonderen die auf die Preßkraft angewiesenen Dichtlippen — können ihre Funktion nur noch ungenügend wahrnehmen. Schließlich wird keine Stützwirkung durch zentrierende Kräfte erreicht.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die gattungsbildende Einrichtung dahingehend zu verbessern, daß eine sichere Zentrierung der Verbindung erreicht wird, so daß eine reine Zugbelastung auf die verbindenden Schrauben ausgeübt wird und ungünstige Biegemomente vermieden werden.

Diese der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe wird durch die Lehre des Hauptanspruches gelöst.

Vorteilhafte Ausgestaltungen sind im Unteranspruch erläutert.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen erläutert. Die Zeichnungen zeigen dabei in

Fig. 1 einen Schnitt durch einen Flanschstutzen und einen Flansch, in

Fig. 2 eine schematische Darstellung der Wirkungslinien der Flächennormale und in

Fig. 3 eine Erläuterung der Kraftkomponenten.

In Fig. 1 ist mit 1 ein Flanschstutzen und mit 2 ein Flansch bezeichnet. Der Flansch 2 weist ein asymmetrisches oder symmetrisches Lochbild auf, wobei die von den Löchern aufzunehmenden Schrauben mit 3 bezeichnet sind. Mittels dieser Schrauben 3 kann nunmehr der Flanschstutzen 1 an einem anderen Bauteil festgelegt werden, beispielsweise an einem anderen Flanschstutzen oder auch an einem festen Geräteanschlußteil.

Der Flanschstutzen 1 weist einen umlaufenden Bund 7 auf, der einen größeren Außendurchmesser aufweist als der mit D bezeichnete Außendurchmesser des übrigen Flanschstutzenbereiches.

Der Flansch 2 weist einen den Bund 7 des Flanschstutzens 1 übergreifenden Kragen 8 auf. Der Außendurchmesser des Bundes 7 ist auf den Innendurchmesser des Kragens 8 derart abgestimmt, daß beide Bauteile im zusammengesetzten Zustand dicht aneinanderliegen.

Der Übergang vom normalen Bereich des Flanschstutzens 1 zum Bund 7 wird durch eine Bundkante 5 definiert. Kragstufe 4 und Bundkante 5 sind als Hinterschneidung ausgebildet, wobei der Winkel der Hinterschneidung etwa 10° beträgt.

Der Innendurchmesser d des Flansches 2 ist um 0,2 bis 0,5 mm größer als der Außendurchmesser D des Flanschstutzens 1, so daß auch im zusammengebauten Zustand der in der Zeichnung mit 10 bezeichnete Spalt bestehen bleibt.

Die Mittelachse von Flanschstutzen 1 und Flansch 2 ist in Fig. 1 mit X-X bezeichnet.

Bei 6 ist eine zur Aufnahme beispielsweise eines O-Ringes bestimmte Nut dargestellt.

Die Wirkungsweise der neuen Gestaltung wird nachfolgend anhand der Fig. 2 und 3 erläutert.

Bei der erfindungsgemäßen Verbindung verlaufen durch die 10° Hinterschneidung die Wirkungslinien der Preßkräfte auf der Flanschschulter nicht achsparallel, sondern schneiden sich. Sie haben also eine axiale und eine radiale Komponente, wie dies aus Fig. 2 ersichtlich ist. Die radiale Komponente ist dabei die Grundlage der Zentrierung.

Fig. 3 zeigt schematisch die einzelnen Kräfte. Dabei sei zur Vereinfachung, die durch die Klemmkraft der Schraube 3 real wirkende Streckenlast durch eine resultierende Einzelklemmkraft F_K ersetzt. Die Außenkante der Bundkante 5 sei die Drehachse A. Die parallel zur Rohrachse X-X verlaufende und damit axialwirkende Klemmkraft F_K der Schraube läßt sich im Bereich der Schräge vektoriell aufteilen in eine Flächennormale F_N und eine Hangabtriebskraft F_A . Das Verhältnis der beiden ist durch den Neigungswinkel, der gleich dem Hinterschneidungswinkel α ist, bestimmt und ist hier zur Verdeutlichung übertrieben dargestellt.

Die Hangabtriebskraft F_A wiederum läßt sich zerlegen in eine axiale und eine radiale Komponente. Bei einem Winkel α von 10° beträgt diese radiale Komponente 17% der axial eingeleiteten Klemmkraft und mehr als 17% der auf die Bundkante 5 wirkenden Normalkraft. Diese radiale Komponente preßt den Flansch 2 an den Bund 7 und gewährleistet dadurch die Zentrierung. Mit steigender Belastung der Verbindung durch axiale Kräfte nimmt die Zentrierwirkung damit noch zu.

Die Flächennormale F_N bestimmt mit dem Reibungskoeffizienten μ den Betrag der Reibkräfte. Reibkräfte, die der Hangabtriebskraft F_A im statischen Zustand entgegenwirken und die radialen Preßkräfte verringern, sind bei dynamischer Belastung zu vernachlässigen, da die Druckwechsel-Belastung und Vibration stick-slip-förmige radiale Bewegungen mit zentrierender Wirkung verursachen. Die Stützwirkung des rückdrehenden Momentes der radialen Kräfte um die Drehachse A im äußeren Bereich der Flansche führen zudem zu einer Versteifung des Flansches, der dadurch weniger weit bei starker Belastung aufgebogen wird.

Die Flansche 2 werden vorzugsweise aus gewalztem Profilstahl gefertigt und paarweise gebohrt. Deshalb liegen sie nach der Montage aneinander an. Durch die Hangabtriebskräfte werden sie aneinandergedreht und tragen so ebenfalls zur Stabilisierung der einzelnen Flanschhälften bei.

Die hohe Materialqualität sorgt zudem dafür, daß Setzvorgänge an den Preßflächen der Schraubenköpfe verringert werden. Die Vorspannung der Schrauben und damit die Anpressung der Dichtelemente bleibt erhalten.

Diese erfindungsgemäß gestaltete vibrationsbeständige Zentrierung der Flansche und Flanschstutzen bewirkt:

Sitz der Dichtelemente,

2. die Gewährleistung einer reinen Zugbelastung für die verbindenden Schrauben; ungünstige Biegemomente werden vermieden,

3. Vergrößerung der Auflagefläche zur Übertragung der Preßkräfte bei gleichzeitig stets optimaler Ausnutzung der Fläche und damit eine Minimierung der Flächenpressung,

4. Nivellierung der Preßkräfte und Biegemomente auf dem Umfang des Flanschkragens 8 und des Bundes 7 durch zum einen gegenseitige Stützwirkung der ohne Sägespalt hergestellten Flanschhälften, zum andern die Stützwirkung der Hangabtriebskräfte und demgemäß Verringerung der Durchbiegung,

5. eine erhebliche Montageerleichterung, da eine manuelle Vormontage durch zwei gepaarte Flanschhälften die Verbindung bereits fixiert.

Die erfindungsgemäß ausgebildete Verbindung ermöglicht damit die Bildung einer Kupplung mit Splitflanschen ohne zusätzliche Fixierelemente. Er weist die Wirkung eines Vollflansches auf und verbindet somit dessen Vorteile mit der Montagefreundlichkeit des Splitflansches.

1. Eine stetige Übereinstimmung der Lochbild der zu verbindenden Elemente und damit korrekter

38 20 379
F 16 L 23/02
15. Juni 1988
5. Januar 1989

10 1. 10

170

Fig. 22

Pring. ၁၆

